

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202-207.

Поступила в редколлегию 28.05.09

УДК 621.452.33-585:621.833

В.М.АНАНЬЕВ, ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова", Россия.
В.Л.ДОРОФЕЕВ, ФГУП "ММП "Салют", Россия.
А.Л.КАПЕЛЕВИЧ, AKGears, LLC, USA.

НОВЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

В статье приводятся сведения о новых подходах расчета и проектирования зубчатых передач для редукторов авиационных двигателей. Описанные подходы реализованы при проектировании турбовинтового газотурбинного двигателя ТВ7-117С (Россия), используемого на самолете ИЛ-114. Новизной редуктора ТВ7-117С является применение зубчатых колес с несимметричными зубьями [1, 2, 3]. При заданной толщине на вершине зуба переход от симметричных к несимметричным зубьям позволяет улучшить качественные показатели: во внешнем зацеплении солнечного колеса с сателлитом – за счет увеличения угла зацепления и во внутреннем зацеплении сателлита с эпициклом – за счет увеличения коэффициента перекрытия при уменьшении угла зацепления. При проектировании геометрии зубчатых передач с несимметричными зубьями использовался метод обобщающих параметров [4] или метод прямого проектирования [6], при котором сначала выбираются параметры зубчатых передач с необходимыми качественными показателями, а затем разрабатываются параметры производящих контуров инструмента. Такой подход к проектированию обеспечивает повышение несущей способности зубчатых передач, снижение динамических нагрузок и виброактивности, увеличение КПД и ресурса редуктора. Метод не ограничен только авиационной промышленностью, он начинает применяться в других отраслях промышленности.

Введение. О преимуществах передач с несимметричными профилями зуба для однонаправленной передачи крутящего момента написано много статей. Большинство авторов, например [7, 8], исследовали передачи с несимметричными зубьями, образованными несимметричным производящим контуром с заданными параметрами – традиционный метод проектирования. Вулгаков Э.Б. создал теорию эвольвентных передач в обобщающих параметрах [4] и разработал геометрию зубчатых передач с несимметричными зубьями. В дальнейшем эти работы развил Капелевич А.Л. [10], расширив диапазон параметров зубчатого зацепления по углу зацепления и по коэффициенту перекрытия.

1. Параметры редуктора. Редуктор двигателя ТВД ТВ7-117С спроектирован ОАО "КЛИМОВ" с учетом рекомендаций ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова" [5] и изготавливается на ОАО "ММП им. В.И. Чернышева".

Основные параметры редуктора представлены в таблице 1. Кинематическая схема редуктора аналогична редукторам ТВД АИ-20 и АИ-24.

Первая ступень – планетарно-дифференциальная, имеет три сателлита. Вторая соосная ступень имеет пять промежуточных колес с остановленными осями.

Таблица 1

Частота вращения на входе, об/мин	17500	
Частота вращения на выходе, об/мин	1200	
Общее передаточное отношение	14.6	
Габаритные размеры, мм: диаметр, длина	520 645	
Масса редуктора, кг	105	
Мощность на крейсерском режиме, л.с.	2500	
Максим. передаваемая мощность, л.с.	4000	
		1-я ступень 2-я ступень Кинематическая схема редуктора двигателя ТВ7-117С

2. Геометрия зубчатых зацеплений. Параметры несимметричных зубьев были выбраны так, чтобы увеличить плотность передаваемой мощности, уменьшить динамические нагрузки и вибрации зубчатых колес [2].

Свободный синтез, обобщенное или прямое проектирование зубчатого колеса¹ представляет несимметричный зуб посредством двух эвольвент, образованных от двух различных основных окружностей и расположенных между переходной кривой и окружностью вершин зуба (рисунок 1). Переходная кривая между зубьями проектируется независимо, обеспечивая минимальную концентрацию напряжения при изгибе и необходимый радиальный зазор в зацеплении.

Зубчатые передачи с несимметричными зубьями (рисунок 2) могут иметь два зацепления с различными углами зацепления и коэффициентами перекрытия, которые названы как рабочее и нерабочее зацепления.

Рабочий угол зацепления α_w и коэффициент перекрытия ε_α для передачи с несимметричными зубьями определяются по формулам [2]:

$$\text{inv } \alpha_{wd} + \text{inv } \alpha_{wc} = [T (\text{inv } \nu_{1d} + \text{inv } \nu_{1c}) + u (\text{inv } \nu_{2d} + \text{inv } \nu_{2c}) - (T+1) 2 \pi / z_1] / (1+T u); \quad (1)$$

$$\varepsilon_{ad} = z_1 [\text{tg } \alpha_{a1d} + T u \text{tg } \alpha_{a2d} - T (1+T u) \text{tg } \alpha_{wd}] / (2 \pi);$$

$$\varepsilon_{ac} = z_1 [\text{tg } \alpha_{a1c} + T u \text{tg } \alpha_{a2c} - T (1+T u) \text{tg } \alpha_{wc}] / (2 \pi),$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число, $T = 1$ для внешнего зацепления, $T = -1$ для

¹ Свободный синтез, обобщенное или прямое проектирование – различные названия нового метода проектирования зубчатых передач

внутреннего зацепления.

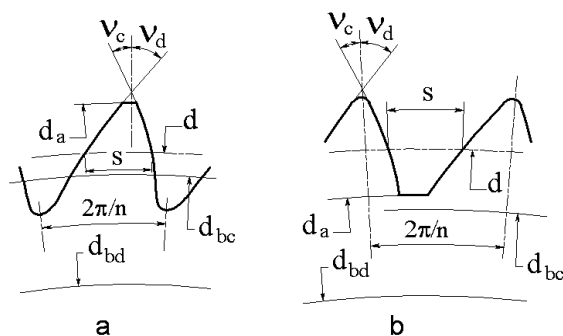


Рисунок 1 – Профиль несимметричного зуба; а – внешний зуб; б – внутренний зуб; d_a , d_b , d – диаметры окружностей вершин зубьев, основной и делительной, соответственно; S – толщина зуба на делительной окружности; v – угол пересечения эвольвентных профилей; "d" и "c" – индексы рабочей и нерабочей сторон несимметричного зуба

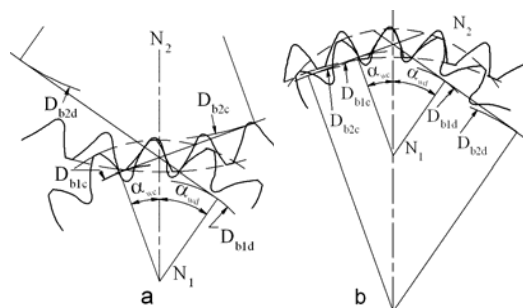


Рисунок 2 – Несимметричное зубчатое зацепление; а – внешнее зацепление; б – внутреннее зацепление; α_w – рабочий угол зацепления; $d_{b1,2}$ – основные окружности рабочих профилей; индексы "1" и "2" обозначают шестерню и колесо, соответственно

Во многих зубчатых передачах одна сторона зуба более нагружена, как по моменту, так и по числу циклов нагружения, чем противоположная сторона. Несимметричная форма зуба отражает это функциональное различие. Конструктивная особенность несимметричных зубьев заключается в улучшении показателей более нагруженных (рабочих) профилей за счет не нагруженных или менее нагруженных (нерабочих) профилей.

В планетарной передаче 2К-Н сателлит находится одновременно во внешнем и внутреннем зацеплении. Нагрузка на зуб и число циклов нагружения равны для обеих сторон сателлита. Но, если во внешнем зацеплении с симметричными зубьями контактные напряжения значительно выше, чем во внутреннем, то в зацеплении с несимметричными зубьями контактные напряжения, за счет выбора более высокого угла зацепления в контакте солнеч-

ного колеса и сателлита, уменьшаются, и напряженность передач выравнивается.

Рабочие стороны зубьев во внешнем зацеплении имеют повышенные радиусы кривизны, результатом чего является увеличение толщины гидродинамической масляной пленки. Это приводит к увеличению площади пятна контакта и уменьшению контактных напряжений. Основные геометрические параметры передачи приведены в таблице 2.

Таблица 2

Первая ступень				
Зубчатое колесо		Z_1	Z_2	Z_3
Количество колес		1	3	1
Число зубьев		28	41	107
Межосевое расстояние, мм		103.5		
Рабочий модуль, мм		3.0	3.044	
Угол зацепления, град.	рабочий	33	29.9	
	нерабочий	25	36.66	
Рабочий коэф. перекрытия		1.29	1.46	
Вторая ступень				
Зубчатое колесо		Z_4	Z_5	Z_6
Количество колес		1	5	1
Число зубьев		38	31	97
Межосевое расстояние, мм		116		
Рабочий модуль, мм		3.362	3.412	
Угол зацепления, град.	рабочий	33	29.9	
	нерабочий	25	36.66	
Рабочий коэф. перекрытия		1.29	1.47	

Прямое проектирование передачи с несимметричными профилями зуба позволяет также формировать нерабочую сторону и переходную кривую независимо от рабочих профилей, уменьшая напряжения в зубе, обеспечивая необходимый угол зацепления и коэффициент перекрытия на рабочих профилях.

Число зубьев выбрано так, чтобы увеличить рабочий угол зацепления в зубчатой передаче сателлит-эпицикл по сравнению с нерабочим углом зацепления в зубчатой передаче сателлит-солнечное колесо:

$$\alpha_{wd2-3} = \arccos[\cos(\alpha_{wc1-2}) (z_3 - z_2) / (z_1 + z_2)], \quad (2)$$

где α_{wc1-2} – нерабочий угол зацепления.

3. Изгибные напряжения. Для определения напряжений изгиба несимметричных зубьев не могут быть использованы ни традиционное уравнение Льюиса [11], ни метод Верховского А.В. [12]. Для определения напряжения при изгибе Э.Б. Вулгаковым использовались фотоупругие модели (рисунок 3а), а позже – метод конечных элементов [13].

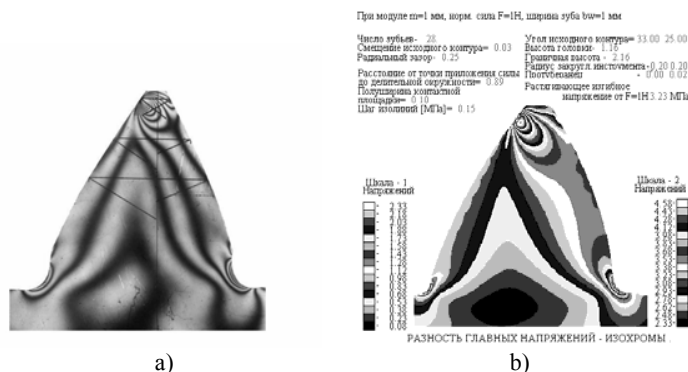


Рисунок 3 – Несимметричный зуб: а) фотоупругая модель, предложенная Э.Б. Вулгаковым для верификации программ расчета полей напряжений методом комплексных аналитических функций; б) – расчетные изолинии напряжений, определенные методом интегральных уравнений и комплексных аналитических функций

Для расчета изгибных напряжений в несимметричных зубьях может быть применен аналитический метод, основанный на комплексных аналитических функциях и конформном отображении полуплоскости, разработанный В.Л. Устиненко и В.Я. Рубенчиком [14]. Ими было получено следующее интегральное уравнение:

$$\Phi(t) - \frac{1}{\pi i} \int_{\Gamma} D(t, w) \operatorname{Re} \frac{\Phi(w)}{w-t} dw = r(t), \quad (3)$$

где

$$r(t) = \frac{1}{2} \sigma_{Hx,y}(t) + \frac{1}{2\pi i} \frac{dt}{dt} \int_{\Gamma} \frac{\sigma_{Hx,y}(w)}{(w-\bar{t}_0)} dw. \quad (4)$$

Здесь $\sigma_{Hx,y}$ внешнее контактное напряжение на профиль зуба:

$$\sigma_{Hx,y} = \sigma_{Hx}(t) + i\sigma_{Hy}(t). \quad (5)$$

В интегральном уравнении В.Я. Рубенчика и В.Л. Устиненко по сравнению с интегральным уравнением, предложенными Н.И. Мусхелишвили [15]:

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\Gamma} \frac{\overline{\varphi(t)} dt}{t-z} + \frac{1}{2\pi i} \int_{\Gamma} \frac{\bar{t} \varphi'(t) dt}{t-z} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\Gamma} \frac{\overline{f(t)} dt}{t-z}, \quad (6)$$

функция $\Phi(t)$, получаемая из решения уравнения, непосредственно связана с внутренними напряжениями и напряжениями на контуре формулой Г.В. Колосова:

$$\sigma_{x,y} = \sigma_x(t) + \sigma_y(t) = 4 \operatorname{Re}[\Phi(z)]. \quad (7)$$

В последующих работах, выполненных В.Л. Дорощевым, метод Устиненко В.Л. был развит, и в существующем виде с его помощью можно рассчитывать не только напряжения на контуре, но и поля напряжений, контактные напряжения под слоем цементации [16, 17] (рисунок 3б) и жесткость зацепления [18].

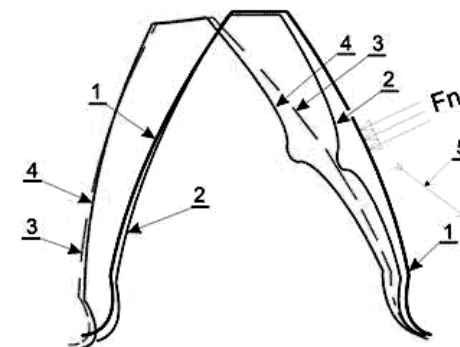


Рисунок 4 – Результаты расчета перемещений контура зуба без асимметрии методом комплексных аналитических функций $z_1=20$: 1) контур зуба; 2) контактное перемещение, 3) изгибное перемещение, 4) суммарное перемещение контура контактное плюс изгибное; 5) направление на точку, принятую за неподвижную

В расчетах изгибной выносливости по ГОСТ 21354-87 применяется коэффициент формы зубьев Y_{FS} , но приведены данные только для стандартных внешних зубьев. На рисунках 5 и 6 показаны расчетные графики для определения коэффициентов Y_{FS} , учитывающих форму внешних и внутренних зубьев и концентрацию напряжений в основании зубьев, для колес с параметрами, не охватываемыми ГОСТ 21354-87, полученные решением уравнения (3).

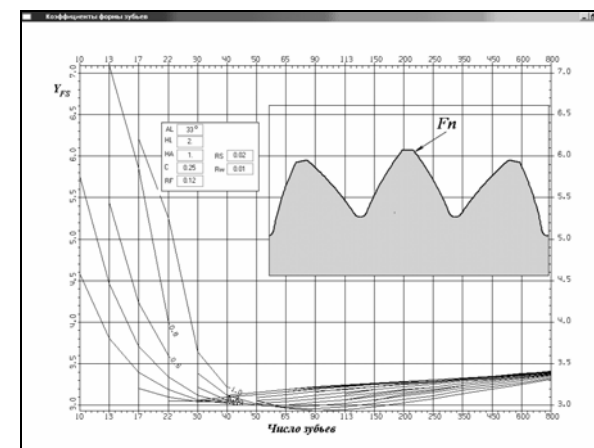


Рисунок 5 – Коэффициенты формы внешних симметричных зубьев при угле профиля $\alpha_n=33^\circ$

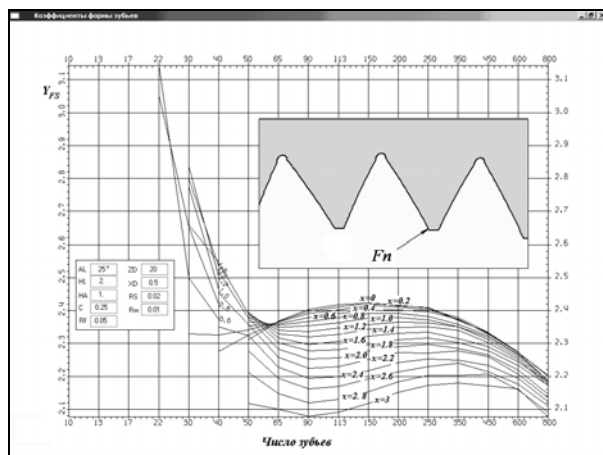


Рисунок 6 – Коэффициенты формы внутренних симметричных зубьев при угле профиля $\alpha_n=25^\circ$, обработанных долбяком

4. Динамика зубчатых передач с несимметричными зубьями. Поскольку в планетарных передачах радиальная нагрузка на центральную солнечную шестерню и сателлиты уравнивается, то угол зацепления можно увеличить до пределов, при которых толщина зуба на вершине будет не менее $(0,1 \dots 0,2) m_n$.

На рисунках 7 и 8 показаны результаты моделирования динамических процессов в зацеплении методом, описанном в работе [19], с $\alpha_n=33^\circ$ с одинаковой толщиной зубьев на вершине с симметричными (рисунок 7) и асимметричными (рисунок 8) зубьями. В обоих случаях расчет выполнялся с оптимальной параболической модификацией зубьев для устранения заклинивания под нагрузкой.

Сравнивая результаты моделирования видно, что наибольший эффект применения асимметрии проявляется в уменьшении уровня вибраций. Этого следовало ожидать, поскольку при одинаковых углах давления высота несимметричных зубьев выше, а, следовательно, увеличивается коэффициент перекрытия и плавность работы. Из графиков также видно, что требуемая глубина модификации для несимметричных зубьев для устранения заклинивания при высоких нагрузках меньше, что также повышает плавность работы зацепления с несимметричными зубьями. Расчеты показали, что вследствие уменьшения динамических нагрузок уменьшились контактные, изгибные напряжения, температура в зоне контакта зубьев, увеличилась толщина масляной пленки.

Стендовые и летные испытания редуктора с несимметричными зубьями подтвердили правильность теоретических предположений.

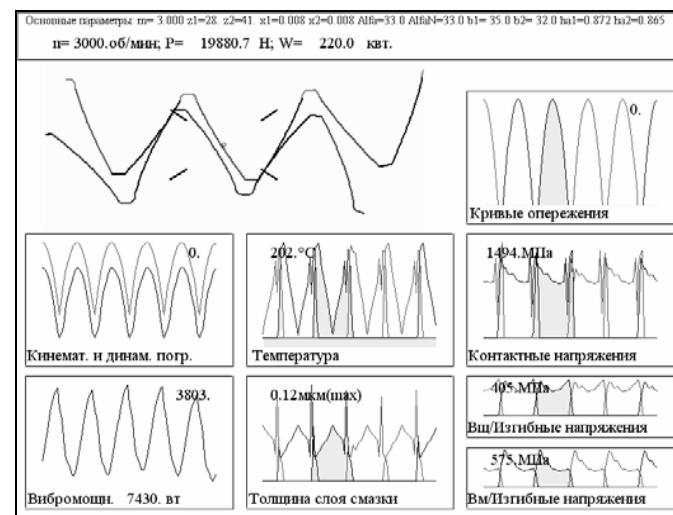


Рисунок 7 – Результат моделирования динамических процессов в зацеплении с симметричными зубьями

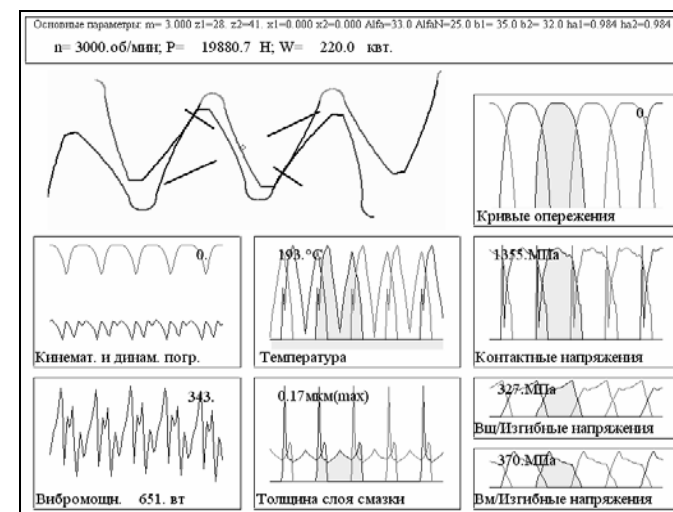


Рисунок 8 – Результат моделирования динамических процессов в зацеплении с асимметричными зубьями.

5. Изготовление и сборка редуктора. Зубчатые колеса редуктора изготовлены из кованных заготовок стали 20ХНЗМВФА (ЭИ-415), применяемой в редукторах конструкции ОАО "КЛИМОВ".

Для нарезания зубчатых колес с несимметричными зубьями требуются специальные зуборезные фрезы. Реечный профиль фрезы определен на осно-

вании обратного перехода от профиля зубчатого колеса. Это подобно нарезанию зубчатой рейки на зубодолбежном станке, когда долбяк имеет профиль спроектированного колеса с несимметричными зубьями. Для нарезания внутренних зубьев эпицикла используется специальный долбяк. Его профиль также определен на основании обратного перехода от профиля, спроектированного эпицикла. Положение заготовок зубчатых колес во время механической обработки должно обеспечить определенное направление заострения несимметричных зубьев, иначе рабочая сторона одного зубчатого колеса будет введена в контакт с нерабочим профилем сопряженного зубчатого колеса, что сделает сборку невозможной.

После нарезания зуба, зубчатые колеса цементируют и закаливают, чтобы достигнуть твердости рабочих поверхностей зуба >59 HRC с глубиной слоя 0.6-1.0 мм. Твердость сердцевины зуба – 33-45 HRC.

Окончательная механическая обработка зубчатого колеса включает шлифование зуба и хонингование. Обе эти операции требуют специальной наладки. Некоторые детали редуктора двигателя ТВ7-117С представлены на рисунках 9 и 10.

Сборка редуктора включает подбор сателлитов и их начального положения, которое является функцией кинематической погрешности каждого зубчатого колеса. Все сателлиты распределены на несколько групп по величине накопленной погрешности. В каждой группе находятся сателлиты с одинаковыми величинами накопленной погрешности. Затем, во время сборки положение и ориентация каждого сателлита зависит от накопленной погрешности его профиля, обеспечивая наиболее благоприятное зацепление рабочими поверхностями и распределение нагрузки между сателлитами.



Рисунок 9 – Солнечное колесо второй ступени



Рисунок 10 – Эпицикл и водило первой ступени в сборе

Выводы. Применение несимметричных зубьев позволяет обеспечить значительное уменьшение отношения массы к величине крутящего момента на выходе из редуктора, значительно уменьшить шум и уровень вибрации, сократить продолжительность и стоимость доводки. В таблице 3 представлены некоторые сравнительные характеристики редуктора двигателя ТВ7-117С с редукторами ТВД-прототипов АИ-20 и АИ-24.

Таблица 3

Редуктор	АИ-20	АИ-24	ТВ7-117С
Передаточное отношение	11.4	12.1	14.6
Максимальный крутящий момент на входе, Н·м	24080	13450	23840
Масса редуктора, кг	235	110	105
Отношение массы к крутящему моменту	0.0985	0.0818	0.044
Температура масла в редукторе, °С	90	90	90

Новая конструкция и технологические достижения, которые нашли свою реализацию в редукторе газотурбинного двигателя ТВ7-117С, были рекомендованы для разработки редукторов перспективных авиационных двигателей.

Список литературы: 1. А.С. № 1155806, F 16H 1/28. 1985 / Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л., Ананьев В.М. и др. Зубчатая эвольвентная передача. 2. Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л. Редуктор для турбовинтового turbo-реактивного двигателя ТВ7-117С // Вестник машиностроения. – 2000. – №11. – С.13–17. 3. Патент №2272195, 2004г. / Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Сорогин В.П. Редуктор воздушного винта для турбовинтового газотурбинного двигателя. 4. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1985. – 330с. 5. Саркисов А.А., Вулгаков Э.Б. Новый редуктор

"Завода им. В.Я.Климова" // Аэрокосмический курьер – 2000 – №2 – С.32-33. 6. *A.L. Kapelevich*, Direct Gear Design Drives Performance – Gear Solutions – January 2004 – 28, 29. 7. *Болотовский Я.А., Васильева О.Ф., Котельников В.П.* Эвольвентные передачи с несимметричными зубьями // Вестник машиностроения. – 1984 – №4. – С.15–17. 8. *DiFrancesco G., Marini S.* Structural Analysis of Asymmetrical Teeth: Reduction of Size and Weight // Gear Technology. – 1997. September/October – P.47–51. 9. *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. – М: Машиностроение, 1974. – 225с. 10. *Капелевич А.Л.* Исследование и развитие геометрии модифицированных зубчатых передач: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – М: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. 11. *Lewis W.* Investigation of the strength of gear teeth // Proc/ Eng/ Club Philadelphia. – 1893. – V.10, №1 – P.16-23. 12. *Верховский А.В.* Новый способ определения напряжений в деталях сложной формы // Труды Горьковского политехнического института им. А.А.Жданова. – 1951. – Т.9, вып.1. 13. *Novicov A.S., Paikin A.G., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L.* Application of Gear with Asymmetric Teeth in Turboprop Engine Gearbox // Geartechnology – January/February 2008. – P.60-64. 14. *Рубенчик В.Я., Устиненко В.Л.* О методе интегральных уравнений для решения задач плоской теории упругости применительно к зубчатым передачам // Вестник Харьковского политехнического ин-та. – 1978. – Вып.9. – №139. – С.3-9. 15. *Мухомелишвили Н.И.* Некоторые основные задачи математической теории упругости. Изд. 5-е. – М.: Наука, 1966. – 768с. 16. *Дорофеев В.Л.* Вычислительное моделирование полей контактных напряжений численно-аналитическим методом // Статика и динамика упругопластических сред. – Бишкек: КАСИ. – С.52-56. 17. *Дорофеев В.Л.* Основы технологии компьютерного моделирования полей напряжений методом комплексных аналитических функций // Новые технологии управления движением технических объектов – Новочеркасск: НПИ. – С.104-109. 18. *Дорофеев В.Л.* Принцип аналитического разделения упругих перемещений на контактные и изгибные и его применение для расчета зубчатых передач // Труды конференции "Техника приводов". – Болгария, София, 2003 / <http://gears.ru/transmis/zaprogramata/1.307.pdf>. 19. *Дорофеев В.Л.* Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – №3. – С.14-16.

Поступила в редколлегию 03.05.09

УДК 621.83

С.В. АНДРИЕНКО, преподаватель каф. инженерной графики ХНАДУ "ХАДИ"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ УСИЛИЙ В ЦЕПИ В ПРОЦЕССЕ ЕЕ ДВИЖЕНИЯ

Описана методика експериментальних вимірювань зусиль в ланках ланцюгової передачі, що дозволяє провести дослідження в процесі руху.

The method of experimental measurings efforts in the links of chain in the motion of its process is offered.

Постановка вопроса. Для экспериментального измерения усилий в цепи применяется методика, позволяющая определить усилие в цепи в статических условиях, т.е. когда оси звездочек цепи неподвижны. Но такая методика не позволяет определить усилие в цепи в процессе ее движения.

Цель работы – разработать методику экспериментального измерения усилий в цепи в процессе ее движения, что позволит исследовать динамические явления.

Метод измерения усилий в звеньях цепи. Тензодатчик, наклеенный на звено цепи, должен быть включен в мостовую или полумостовую схему, находящуюся на неподвижном основании. Особенность предлагаемой экспериментальной методики состоит в токосъемном устройстве с контакторами, помещенными в ролики цепи и соединенными между собой ветвью схемы. Вторая ветвь схемы соединена с массой конструкции (рисунок 1).

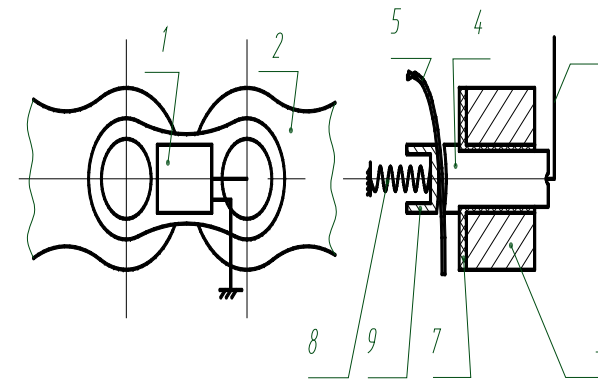


Рисунок 1 – Схема цепи измерения

Предлагаемая конструкция токосъемного устройства устанавливается, например, на велосипеде, что позволяет подать сигнал от моста на осциллограф, установленный на багажнике велосипеда. При необходимости там же устанавливается усилительное приспособление.

Доработка цепи состоит в просверливании (при их отсутствии) отверстий диаметром 2 мм для протягивания в них изолированного проводника в роликах 3 и установка на масляной краске контакторов 4 с последующей их развальцовкой. После просушки краски проверяется отсутствие замыкания контакторов на массу цепи.

Ожидаемый результат. В связи с предполагаемой неравномерностью нагружения звеньев цепи в виде ступенчатого графика (рисунок 2), что приведет к неравномерному износу отдельных звеньев, график усилий в звене может приобрести такой вид (рисунок 3).

Предполагаемый график будет отличаться от графика нагрузки из-за появления колебаний в цепи, вызванных неучтенными факторами: погрешности изготовления, деформации звеньев и даже износ.

Предлагаемая методика может применяться в случае исследования как существующих зацеплений, так и новых предложений.

Выводы. В статье предложена методика для исследования усилий в звеньях цепи в процессе ее движения.

Список литературы. 1. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. – 1968. – 584с.